

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-347845

(43)Date of publication of application : 18.12.2001

(51)Int.Cl.

B60K 17/22

F16D 3/12

F16D 3/20

F16D 3/227

(21)Application number : 2000-170824

(71)Applicant : NTN CORP

SUZUKI MOTOR CORP

HAMANA PARTS INDUSTRY CO

LTD

(22)Date of filing : 07.06.2000

(72)Inventor : KONAKA KENJI

NAKAISHI YUKIO

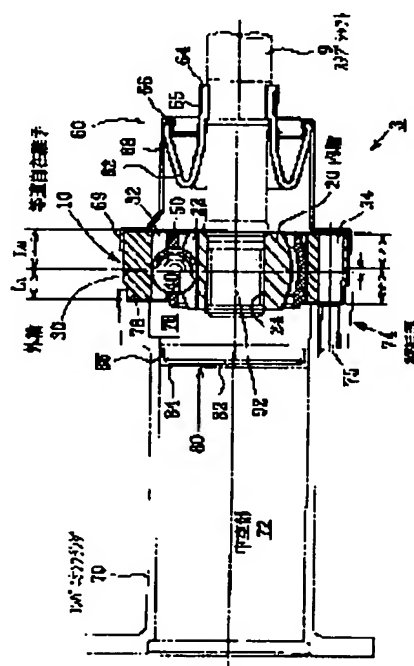
YOSHIKAWA TAKUMI

## (54) PROPELLER SHAFT FOR AUTOMOBILE

## (57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To restrain vibration and abnormal sound of, to lighten and compact a propeller shaft furnished with a slide type constant velocity universal coupling and to reduce impact generated on a car body at the time when an excessive load is applied on the propeller shaft in accordance with collision of an automobile.

SOLUTION: A cross groove joint is adopted as a constant velocity universal coupling 10, a hollow part 72 free to store an inner ring 20 is provided on a companion flange 70, a seal plate 80 is installed in the hollow part 72, and the inner ring 20 is devised to intrude the hollow part 72 by pushing the seal plate 80 away at the time of collision of the automobile on the propeller shaft for the automobile fastening 80 outer ring of the slide type constant velocity universal coupling and the companion flange 70.



(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2001-347845

(P2001-347845A)

(43)公開日 平成13年12月18日(2001.12.18)

(51)Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テ-マ-ト*(参考)
B 6 0 K 17/22		B 6 0 K 17/22	Z 3 D 0 4 2
F 1 6 D 3/12		F 1 6 D 3/12	Z
3/20		3/20	K
3/227		3/227	E

審査請求 未請求 請求項の数12 O L (全 11 頁)

(21)出願番号 特願2000-170824(P2000-170824)

(22)出願日 平成12年6月7日(2000.6.7)

(71)出願人 000102692

エヌティエヌ株式会社

大阪府大阪市西区京町堀1丁目3番17号

(71)出願人 000002082

スズキ株式会社

静岡県浜松市高塚町300番地

(71)出願人 591287093

浜名部品工業株式会社

静岡県湖西市鷺津933-1

(74)代理人 100064584

弁理士 江原 省吾 (外3名)

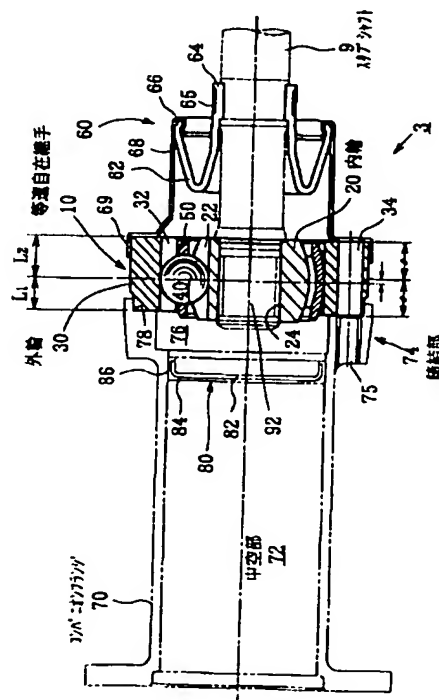
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 自動車用プロペラシャフト

(57)【要約】

【課題】 スライド式等速自在継手を備えたプロペラシャフトの振動や異音の抑制、軽量・コンパクト化を図りつつ、自動車の衝突に伴ってプロペラシャフトに過大な荷重が加わったとき車体に生じる衝撃を低減させる。

【解決手段】 スライド式等速自在継手の外輪とコンパニオンフランジを締結した自動車用プロペラシャフトにおいて、等速自在継手10としてクロスグループジョイントを採用し、かつ、コンパニオンフランジ70に内輪20を收容し得る中空部72を設け、その中空部72にシールプレート80を装着し、自動車の衝突時に、内輪20がシールプレート80を押し退けて中空部72に進入し得るようにした。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 スライド式等速自在継手の外輪とコンパニオンフランジを締結した自動車用プロペラシャフトにおいて、

前記等速自在継手が、軸線に対して角度をなすトラックを外周面に形成した内輪と、前記内輪のトラック溝とは逆方向に軸線に対して角度をなすトラックを内周面に形成した外輪と、対をなす前記内輪のトラックと前記外輪のトラックが交差する位置に組み込んだボールと、前記内輪の外周面と前記外輪の内周面との間に介在して前記ボールを保持するケージとを有し、

前記コンパニオンフランジが前記内輪を収容し得る中空部を有し、前記中空部にシールプレートを装着してなり、

自動車の衝突時に、前記内輪が前記シールプレートを押し退けて前記中空部に進入し得るようにしたことを特徴とする自動車用プロペラシャフト。

【請求項2】 前記外輪と締結される前記コンパニオンフランジの締結部が、前記中空部より大径で、かつ、前記外輪の内径と略同径の内径を有する円筒状であることを特徴とする請求項1に記載の自動車用プロペラシャフト。

【請求項3】 前記中空部の内径が前記内輪の外径より大きいことを特徴とする請求項1または2に記載の自動車用プロペラシャフト。

【請求項4】 前記ボールの外接円径が前記外輪と締結される前記コンパニオンフランジの締結部の内径よりも小さく、かつ、前記コンパニオンフランジの中空部の内径よりも大きいことを特徴とする請求項1ないし3のいずれかに記載の自動車用プロペラシャフト。

【請求項5】 前記等速自在継手の軸方向センターが前記外輪のセンターより前記コンパニオンフランジ側にオフセットしていることを特徴とする請求項1ないし4のいずれかに記載の自動車用プロペラシャフト。

【請求項6】 前記等速自在継手の軸方向センターから前記外輪のコンパニオンフランジ側端面までの距離を $L_1$ 、

前記等速自在継手の軸方向センターから前記外輪の反コンパニオンフランジ側端面までの距離を $L_2$ 、

前記内外輪のトラック交差角を $\alpha$ 、

前記ケージのポケット周方向長さを $L_p$ 、

前記ボールの径を $d$ としたとき、等速自在継手の作動角が $0 \text{ deg.}$ で、 $L_1 < (L_p - d) / 2 \tan \alpha < L_2$ であることを特徴とする請求項5に記載の自動車用プロペラシャフト。

【請求項7】 前記ケージの最小内径が前記内輪の外径より大きいことを特徴とする請求項1ないし6のいずれかに記載の自動車用プロペラシャフト。

【請求項8】 前記内外輪のトラック交差角が $7^\circ \sim 12^\circ$ の範囲内であることを特徴とする請求項1ないし7

のいずれかに記載の自動車用プロペラシャフト。

【請求項9】 前記内外輪のトラック接触角が $35^\circ \sim 45^\circ$ の範囲内であることを特徴とする請求項1ないし8のいずれかに記載の自動車用プロペラシャフト。

【請求項10】 前記等速自在継手の反コンパニオンフランジ側に密封装置を装着し、等速自在継手がプランジした時に前記ボールが前記密封装置のブーツアダプタと干渉することを特徴とする請求項1ないし9のいずれかに記載の自動車用プロペラシャフト。

【請求項11】 前記密封装置のアダプタが前記外輪の外径と嵌合し、前記アダプタの内径が前記ケージの外径より大きいことを特徴とする請求項10に記載の自動車用プロペラシャフト。

【請求項12】 四輪駆動車のフロントプロペラシャフトに適用した請求項1ないし11のいずれかに記載の自動車用プロペラシャフト。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、4WD（四輪駆動）車やFR（前置きエンジン後輪駆動）車等においてトランスミッションからディファレンシャルに回転駆動力を伝達するプロペラシャフト（推進軸）に関し、より詳しくは、自動車が前面衝突した時にプロペラシャフトに作用する軸方向の変位をスムーズに吸収できるようにしたものである。

【0002】

【従来の技術】FR車では、エンジン、クラッチ、変速機（トランスミッション）が前方に、減速歯車装置（ディファレンシャル）、駆動車軸が後方にあるため、この間の動力伝達にプロペラシャフトを用いる。また、FRベースの4WD車ではリアプロペラシャフトとフロントプロペラシャフトが必要である（図7参照）。プロペラシャフトは自在継手および滑り継手を有して、トランスミッションとディファレンシャルの間の相対位置の変化による長さや角度の変化に対応できる構造を持っている。プロペラシャフトは車両の構造や要求特性により2継手型、3継手型、4継手型などが用いられる。

【0003】従来は十字継手、フランジ、パイプ等により構成されており、衝突時の軸方向衝撃力によるトランスミッションとディファレンシャルの間の軸方向変位をプロペラシャフトでは吸収できない構造である。すなわち、衝突時の軸方向衝撃によるトランスミッションとディファレンシャルの間の軸方向変位を吸収するところがないため、プロペラシャフトが突っ張り、車体に生じる衝撃が高くなる。

【0004】この軸方向変位を吸収し得るプロペラシャフトとして、過大な軸方向荷重が作用したとき、環状凹部に圧入したシールプレートを突き破ることによって衝突吸収が可能な構造のものが知られている（特開平11-227478号公報、特開平11-227479号公

報参照)。これらのプロペラシャフトでは等速自在継手としてダブルオフセット型の等速自在継手(ダブルオフセットジョイント:以下、DOJという。)が使用されている。

【0005】図11に示されるように、DOJ10'は、球面状外周面に軸方向に延びるボール溝22'を形成した内輪20'と、円筒形内周面に軸方向に延びるボール溝32'を形成した外輪30'と、対をなす内輪20'のボール溝22'と外輪30'のボール溝32'との間に組み込まれたボール40'と、内輪20'の球状外周面と外輪30'の円筒形内周面との間に介在してボール40'を保持するケージ50'とで構成されている。ケージ50'の内・外球面の曲率中心は継手中心を挟んで軸方向で反対側にオフセットしている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】DOJを使用したプロペラシャフトにおいて軸方向変位を吸収させようとする場合、次のような問題がある。すなわち、DOJには内部すきまが必要であり、周方向すきまを有するため、プロペラシャフトとして音振の悪化が懸念される。また、プロペラシャフトを車両に組み付ける時、通常走行時の軸方向変位を吸収するためにDOJにてスライド量を確保しようすると、外輪長さが長くなり、軽量・コンパクト化に限界が生じる。

【0007】本発明の目的は、スライド式等速自在継手を備えたプロペラシャフトの振動や異音の抑制、軽量・コンパクト化を図りつつ、自動車の衝突に伴ってプロペラシャフトに過大な荷重が加わったとき車体に生じる衝撃を低減させることのできる自動車用プロペラシャフトを提供することにある。

【0008】

【課題を解決するための手段】請求項1の発明は、スライド式等速自在継手10の外輪30とコンパニオンフランジ70を締結した自動車用プロペラシャフトにおいて、前記等速自在継手10が、軸線に対して角度をなすトラック22を外周面に形成した内輪20と、前記内輪20のトラック22とは逆方向に軸線に対して角度をなすトラック32を内周面に形成した外輪30と、対をなす前記内輪20のトラック22と前記外輪30のトラック32が交差する位置に組み込んだボール40と、前記内輪20の外周面と前記外輪30の内周面との間に介在して前記ボール40を保持するケージ50とを有し、前記コンパニオンフランジ70が前記内輪20を収容し得る中空部72を有し、前記中空部72にシールプレート80を装着してなり、自動車の衝突時に、前記内輪20が前記シールプレート80を押し退けて前記中空部72に進入し得るようにしたことを特徴とする自動車用プロペラシャフトである。

【0009】自動車の衝突が生じたとき、内輪20、ボール40、ケージ50といった内輪まわり部品がユニッ

トとしてコンパニオンフランジ70側に移動しようとする。そして、コンパニオンフランジ70の中空部72の内径とボール40とが干渉し、かつ、ボール40が外輪トラック32から脱落することにより、内輪20とスタブシャフト9のみが移動してコンパニオンフランジ70の中空部72に進入する。これにより、トランスミッションとディファレンシャルとの間の軸方向変位(短縮分)が吸収され、ディファレンシャルを介して車体後部に入力する衝撃力が低減する。したがって、車体に生じる衝撃が大幅に低減して安全性が向上する。

【0010】前記構成よりなる等速自在継手10はクロスグループジョイントと呼ばれるものである。DOJに代えてクロスグループジョイントを採用することにより、周方向すきまを抑えることが可能となり、振動や異音の発生を抑制することができる。しかも、ジョイント外輪を軸方向に短くできるため(図9: B1<B2)、軽量化、コンパクト化の面で有利である。DOJはスタブシャフト、内輪、ボール、ケージが一体となってスライドするのに対し、クロスグループジョイントは外輪とボール、ケージおよびボール、ケージとスタブシャフト、内輪が相対変位するため通常スライド領域に必要な外輪を軸方向に短くできるのである。

【0011】さらに、DOJに代えてクロスグループジョイントを採用することにより、衝突時にはスタブシャフト9がシールプレート80を押し退け、ボール40は内外輪のトラック22、32から外れて中空部端面に当たり、スタブシャフト9と内輪20のみ中空部へ入っていく。したがって、衝撃吸収に必要な中空部72の径を小さくできるためコンパニオンフランジ70の外径が縮小され(図9:  $\phi D1 < \phi D2$ )、この点でも軽量化、コンパクト化に寄与する。

【0012】請求項2の発明は、請求項1に記載の自動車用プロペラシャフトにおいて、前記外輪30と締結される前記コンパニオンフランジ70の締結部74が、前記中空部72より大径で、かつ、前記外輪30の内径と略同径の内径を有することを特徴とする。

【0013】請求項3の発明は、請求項1または2に記載の自動車用プロペラシャフトにおいて、前記中空部72の内径が前記内輪20の外径より大きいことを特徴とする。これにより、内輪20がスタブシャフト9と嵌合したまま中空部72内に進入することができる。

【0014】請求項4の発明は、請求項1ないし3のいずれかに記載の自動車用プロペラシャフトにおいて、前記ボール40の外接円径が前記外輪30と締結される前記コンパニオンフランジ70の締結部74の内径よりも小さく、かつ、前記コンパニオンフランジ70の中空部の内径よりも大きいことを特徴とする。これにより、ボール40が締結部74の端面と干渉するため、スタブシャフト9と内輪20のみが中空部72内へ進入することとなる。

【0015】請求項5の発明は、請求項1ないし4のいずれかに記載の自動車用プロペラシャフトにおいて、前記ケーシング50の最小内径が前記内輪20の外径より大きいことを特徴とする。これにより、内輪20がケーシング50と干渉することなくスタブシャフト9と共に中空部72内へ進入することができる。

【0016】請求項6の発明は、請求項1ないし5のいずれかに記載の自動車用プロペラシャフトにおいて、前記内外輪20、30のトラック交差角 $\alpha$ が $7^{\circ} \sim 12^{\circ}$ の範囲内であることを特徴とする。

【0017】請求項7の発明は、請求項1ないし6のいずれかに記載の自動車用プロペラシャフトにおいて、前記内外輪20、30のトラック接触角 $\beta$ が $35^{\circ} \sim 45^{\circ}$ の範囲内であることを特徴とする。

【0018】請求項8の発明は、請求項1ないし7のいずれかに記載の自動車用プロペラシャフトにおいて、前記等速自在継手10の軸方向センターが前記外輪30のセンターより前記コンパニオンフランジ70側にオフセットしていることを特徴とする。ボール40の、したがってまた内輪20の軸方向スライド量が、反コンパニオンフランジ側へはジョイント内部の干渉によって規制され、コンパニオンフランジ側へはスタブシャフトとシールプレートの干渉によって規制される構造とするためである。より具体的には、前記等速自在継手10の軸方向センターから前記外輪30のコンパニオンフランジ70側端面までの距離を $L1$ 、前記等速自在継手10の軸方向センターから前記外輪30の反コンパニオンフランジ側端面までの距離を $L2$ 、前記内外輪20、30のトラック交差角を $\alpha$ 、前記ケーシング50のポケット周方向長さを $Lp$ 、前記ボール40の径を $d$ としたとき、等速自在継手の作動角が $0 \text{ deg.}$ で、 $L1 < (Lp - d) / 2 \tan \alpha < L2$ であることが好ましい（請求項9）。

【0019】請求項10の発明は、請求項1ないし9のいずれかに記載の自動車用プロペラシャフトにおいて、前記等速自在継手10の反コンパニオンフランジ側に密封装置60を装着し、等速自在継手10がブラッシングした時に前記ボール40が前記密封装置60のブーツアダプタ68と干渉することを特徴とする。前記ブーツアダプタ68は、前記外輪30の外径と嵌合させ、内径を前記ケーシング50の外径より大きくすることが好ましい（請求項11）。

【0020】請求項12の発明は、請求項1ないし11のいずれかに記載の自動車用プロペラシャフトにおいて、四輪駆動車のフロントプロペラシャフトに適用したことを特徴とする。

【0021】

【発明の実施の形態】以下、四輪駆動車のフロントプロペラシャフトに適用した場合を例示した図面に従って本発明の実施の形態を説明する。

【0022】まず、四輪駆動車の駆動系統を図7に従っ

て説明すると、エンジン1の出力は、トランスミッション2を経ると、一方ではフロントプロペラシャフト3を介してフロントデフ4から前輪5へ伝達され、他方ではリアプロペラシャフト6を介してリアデフ7から後輪8へ伝達される。フロントプロペラシャフト3は、一端にてフックジョイントを介してフロントデフ4の入力軸と連結され、他端にてスライド式等速自在継手10を介してコンパニオンフランジ70と連結されている。コンパニオンフランジ70はトランスミッション2の出力軸と連結される。

【0023】図7の1部の詳細を示したのが図1および図2である。図示するように、フロントプロペラシャフト3のスタブシャフト9は、軸端に形成したスプライン軸92にてスライド式等速自在継手10の内輪20に形成したスプライン孔24と嵌合している。等速自在継手10の外輪30はコンパニオンフランジ70とボルトで締結される。このコンパニオンフランジ70とスタブシャフト9とが等速自在継手10により屈曲自在に連結されている。

【0024】等速自在継手10はいわゆるクロスグループジョイントである。クロスグループジョイントは、図3ないし図6に示すように、内輪20と、外輪30と、ボール40と、ケーシング50を主要な構成要素としている。

【0025】内輪20は中心部に上述のスプライン孔24を有し、外周面に複数のトラック22を形成してある。内輪20はスタブシャフト9の輪溝94に装着されたサークリップ96によって軸方向に位置決めされている（図2）。外輪30は内輪20の外周に位置し、内周面に内輪20のトラック22と同数のトラック32を形成してある。内輪20のトラック22と外輪30のトラック32は軸線に対して反対方向に角度をなしている。各トラック22、32が軸線に対してなす角（以下、トラック交差角という。）を図4（A）では符号 $\alpha 1$ 、図4（B）では符号 $\alpha 2$ でそれぞれ示してある。そして、対をなす内輪20のトラック22と外輪30のトラック32との交差部にボール40を組み込んである。内輪20と外輪30の間にケーシング50が配置され、ボール40はケーシング50のポケット52内に保持されている（図5、図6）。

【0026】図5に示すように、トラック22、32の横断面形状はゴシックアーチ状であり、したがって、ボール40との接触の様子は所定の接触角（ $\beta$ ：以下、トラック接触角という。）をもったアンギュラコンタクトである。トルクTが負荷されると、ボール40から内輪20と外輪30のトラック22、32に垂直荷重Pが作用する以外に、図3に示すようにボール40からケーシング50の軸方向で対向したポケット面54、56にも軸方向荷重Qが作用する。このポケット面54、56の軸方向荷重Qはトラック交差角 $\alpha$ が大きい程大きくなる。

【0027】上記軸方向荷重 $Q$ は、ボール40がトラック22、32の軸方向に動こうとする場合のボール40の動きに対する拘束力として作用し、これが大きい程、スライド抵抗および屈曲抵抗が大きくなる。

【0028】述べたような構成であるため、通常走向時、内輪20は外輪30に対して軸方向にスライド（ブランジング）できる。その際にスタブシャフト9と内輪20とボール40とケーシング50は、ユニットとして、外輪30に相対して移動する。

【0029】一方、クロスグループジョイントは、その構造上、トラック交差角 $\alpha$ とトラック接触角 $\beta$ から決まる限界作動角をもっており、この限界作動角以上で運転すると、異常摩耗を生じたり異音を発生したりすることが一般的に知られている。そのため、最大作動角に $20^\circ$ が必要なドライブシャフト用クロスグループジョイントでは、通常、実用的なトラック接触角 $\beta$ は $35^\circ \sim 45^\circ$ の範囲内であるのに対し、内輪20のトラック22および外輪30のトラック32のトラック交差角 $\alpha$ は $14^\circ \sim 18^\circ$ に各々設定されている（ $\alpha 1$ ：図4（A））。

【0030】ところが、現実的には、プロペラシャフト用クロスグループジョイントはドライブシャフトの場合に比べて高速回転で使用されるため、その焼付問題から最大作動角が制限され、実用的な最大作動角は $10^\circ \sim 13^\circ$ で十分である。上述のように、ドライブシャフト用クロスグループジョイントは最大作動角 $20^\circ$ に対応するようにトラック交差角 $\alpha$ を $14^\circ \sim 18^\circ$ に設定しているため（ $\alpha 1$ ：図4（A））、スライド抵抗および屈曲抵抗が大きく、このクロスグループジョイントを、高速回転すると共に最大作動角が $10^\circ \sim 13^\circ$ と小さなプロペラシャフトにそのまま使用すると、上記スライド抵抗および屈曲抵抗によって、自動車のNVH特性を低下させるばかりでなく、高速回転によって温度が上昇し耐久性も低下するという問題がある。

【0031】そこで、内輪20と外輪30の実用的な最大作動角が $10^\circ \sim 13^\circ$ で、トラック接触角が $35^\circ \sim 45^\circ$ に対し、内輪20のトラック22および外輪30のトラック32のトラック交差角 $\alpha$ を $7^\circ \sim 12^\circ$ の範囲に設定するのが好ましい（ $\alpha 2$ ：図4（B））。

【0032】このように、トラック22、32の各トラック交差角 $\alpha$ を $7^\circ \sim 12^\circ$ と、従来のドライブシャフト用クロスグループジョイントよりも小さく設定（ $\alpha 1 > \alpha 2$ ）することにより、屈曲トルクと釣り合うために発生するケーシング50のポケット面54、56に作用する軸方向荷重 $Q$ が減少し、クロスグループジョイントのスライド抵抗および屈曲抵抗が小さくなり、その最大作動角範囲内において高速回転しても、異常摩耗、異音発生がなく、耐久性が向上する。

【0033】すなわち、クロスグループジョイントでは、トラックからボールを制御する力は、作動角が小さ

いほど大きく、作動角が大きくなると小さくなる。また、トラック交差角が小さいほど小さい。したがって、トラック接触角が $35^\circ \sim 45^\circ$ でトラック交差角 $\alpha$ を $7^\circ \sim 12^\circ$ とすれば、最大作動角が $10^\circ \sim 13^\circ$ でもトラックからボールを制御する保持力は失われず、異常摩耗、異音発生を防止できる。

【0034】なお、トラック22、32のトラック交差角 $\alpha$ が $7^\circ$ を下回ると、等速性が低下するばかりでなく、最大作動角範囲内で高速回転すると異常摩耗、異音発生を生じるため好ましくない。

【0035】等速自在継手10の反コンパニオンフランジ側には密封装置60を装着してある。密封装置60はブーツ62と金属製のブーツアダプタ68とからなる。ブーツ62は小端部64と大端部66を有し、中間にてV字形に折り返した格好になっている。ブーツアダプタ68は円筒形で、一端に外輪30の外周面と嵌合するフランジ69を有している。ブーツ62の小端部64はスタブシャフト9に取り付けてブーツバンド65で締め付けてある。ブーツ62の大端部66はブーツアダプタ68の端部をかしめて保持させてある。

【0036】ブーツアダプタ68の内径はボール40の外接円径より小さく、等速自在継手10がブランジングした時にボール40がブーツアダプタ68と干渉する。図示する実施の形態では、ブーツアダプタ68は、外輪30のトラック32と対応する位置に、ボール40を受け止めるための凹球部を備えている。また、ブーツアダプタ68の内径はケーシング50の外径より大きく、したがって、等速自在継手10がブランジングしてもケーシング50とブーツアダプタ68が干渉することはない。

【0037】コンパニオンフランジ70は、この実施の形態では両端にて開口した中空円筒状であって、中空部72の内径は等速自在継手10の内輪20の外径より大きい。コンパニオンフランジ70の一端に等速自在継手10の外輪30と締結するための締結部74が形成されている。締結部74は穴76を持った円筒状で、締結部74の内径つまり穴76の内径は中空部72の内径よりも大きく、等速自在継手10の外輪30の内径と略同径である。また、穴76の内径は、等速自在継手10のボール40の外接円径よりも小さい。言い換えれば、ボール40の外接円径が、締結部74の穴76の内径と略同径かそれよりも小さく、かつ、コンパニオンフランジ70の中空部72の内径よりも大きい。

【0038】締結部74には円周方向に複数のねじ孔75を設けてある。このねじ孔75と同一ピッチで、等速自在継手10の外輪30およびブーツアダプタ68のフランジ69にボルト孔34を設けてある。そして、固定ボルト（36：図2）を外輪30のボルト孔34から挿入して締結部74のねじ孔75にねじ込むことにより、外輪30とコンパニオンフランジ70が締結される。このとき、締結部74は、その端部に形成された凹部78

の内周面にて外輪30と嵌合するとともに、凹部78の底面と外輪30の端面とが当接する。

【0039】等速自在継手10部分に充填したグリースの漏洩を防ぐとともに異物の侵入を防止するため、コンパニオンフランジ70の中空部72にキャップ状のシールプレート80を装着してある。シールプレート80は、芯金82の外面にゴム84を一体的に付着させて形成されている。そして、中空部72に、リム部86の開口端側を等速自在継手10側に向けて圧入することにより、リム部86のゴムが中空部72の内周面に密着して良好なシール効果を果たす。

【0040】ケーシング50の最小内径が内輪20の外径より大きい場合、ボール40がコンパニオンフランジ70と干渉して停止しても、スタブシャフト9と内輪20はさらに中空部72内へ進入できる。その際、スタブシャフト9の先端でシールプレート80を押し退ける。

【0041】図1の実施の形態では、等速自在継手10の軸方向センターが外輪30のセンターよりコンパニオンフランジ70側にオフセットしている。すなわち、等速自在継手10の軸方向センターから外輪30のコンパニオンフランジ側端面までの距離をL1、等速自在継手10の軸方向センターから外輪30の反コンパニオンフランジ側端面までの距離をL2、内外輪20、30のトラック交差角を $\alpha$ 、ボール40の径をd、ケーシング50のポケット周方向長さをLpとしたとき、等速自在継手の作動角が $0 \text{ deg.}$ で、 $L1 < (Lp - d) / 2 \tan \alpha < L2$ の関係にある。

【0042】ボール40がトラック22、32から脱落することなくスライドできる許容スライド量Lは、作動角 $\theta$ とスライド量との関係式から次式で表わされる。

$$L = (Lp - d) (1 + \cos \theta) / 2 \tan \alpha - R \cdot \tan \theta / 2 (1 + \cos \theta)$$

ここに、Rはボールのピッチ円半径である。

【0043】これを図8に従って説明するならば次のとおりである。

【0044】ポケット長さの余裕量(片側) aは次式で表わされる。

$$a = (Lp - d) / 2 \cdots \text{式1}$$

余裕量aのトラック軸方向への変換量すなわちボールの軸方向移動可能量bは次式で表わされる。

$$b = a / \tan \alpha \cdots \text{式2}$$

bからスライドに費やすボール軸方向移動量fを差し引いた量cは次式で表わされる。

$$c = b - f = b - L / (1 + \cos \theta) \cdots \text{式3}$$

cより取り得る作動角 $\theta$ は次式で表わされる。

$$\theta / 2 = \tan^{-1} (c / R) \cdots \text{式4}$$

式1～4より、ポケット柱とボールが干渉する場合の作動角 $\theta$ とスライド量Lとの関係を表わしたのが数1である。

【0045】継手センターから外輪30のコンパニオン

フランジ側端面までの寸法をL1、継手センターから外輪30の反コンパニオンフランジ側端面までの寸法をL2としたとき、 $L1 < (Lp - d) / 2 \tan \alpha < L2$ となるように設定すれば、自動車に衝撃が生じたとき、スタブシャフト9、内輪20、ボール40およびケーシング50は一体となってコンパニオンフランジ70側に移動するが、コンパニオンフランジ70の中空部72の内径がボール40の外接円径より小さいことから、コンパニオンフランジ70とボール40とが干渉し、かつ、ボール40が外輪トラック32から脱落することにより、内輪20とスタブシャフト9のみが移動してコンパニオンフランジ70の中空部72に埋没する。

【0046】L1とL2の関係を上記のように設定し、かつ、中空部72の内径を、内輪20の外径よりも大きく、好ましくは、ケーシング50の外径よりも大きく設定すれば、内輪20が相対変位するために必要な外輪30のスライド領域を軸方向にコンパクト化できる。なお、ケーシング50のスライド量は内外輪20、30のスライド量の1/2である。

【0047】図9に、クロスグループジョイント10を採用した実施例のプロペラシャフトと、比較例としてDOJ10' (図11)を使用したプロペラシャフトとを対比して示す。また、図10に、自動車が衝突した後の図9のプロペラシャフトの状態を示す。

【0048】DOJ10'は、図9(B)に示すように、スタブシャフト9、内輪20'、ボール40'、ケーシング50'が一体となって軸方向にスライドする構造であるため、これを許容するために必要な外輪30'の軸方向寸法B2は比較的長くならざるを得ない。また、図10(B)に示すように、衝突時にはスタブシャフト9、内輪20'、ボール40'、ケーシング50'が一体となってコンパニオンフランジ70'の中空部72'へ進入するため、中空部72'の内径はボール40'の外接円径 $\phi d2$ より大径でなければならない。

【0049】これに対してクロスグループジョイント10は、図9(A)に示すように、外輪30とボール40、ケーシング50およびボール40、ケーシング50とスタブシャフト9、内輪20が相対変位するため、通常スライド領域に必要な外輪30の軸方向寸法B1をDOJ10'に比べて短くできる( $B1 < B2$ )。また、図10(A)に示すように、衝突時にスタブシャフト9がシールプレート80を押し退け、ボール40は内外輪のトラック22、32から外れて中空部72内径と干渉し、スタブシャフト9と内輪20のみが中空部72へ入っていくため、中空部72の内径は内輪20の外径 $\phi d1$ より僅かに大きくしておけばよい。したがって、コンパニオンフランジ70の中空部72外径も小さくすむ( $\phi D1 < \phi D2$ )。

【0050】

【発明の効果】以上説明したように、この発明の自動車

用プロペラシャフトによれば、自動車に衝撃が生じたとき、内輪、ボール、ケージといった内輪まわり部品がユニットとしてコンパニオンフランジ側に移動しようとする。そして、コンパニオンフランジの中空部の内径とボールとが干渉し、かつ、ボールが外輪トラックから脱落することにより、内輪とスタブシャフトのみが移動してコンパニオンフランジの中空部に進入する。これにより、トランスミッションとディファレンシャルとの間の軸方向変位（短縮分）が吸収され、ディファレンシャルを介して車体後部に入力する衝撃力が低減する。したがって、車体に生じる衝撃が大幅に低減して安全性が向上する。また、等速自在継手として従来のDOJに代えてクロスグリーブジョイントを採用したことにより、周方向すきまを抑えることが可能となることに加えて、等速自在継手の軸方向寸法が短縮されるためコンパクト化に寄与する。

【0051】さらに、前記内外輪のトラック交差角を $7^{\circ} \sim 12^{\circ}$ の範囲に設定すれば、外輪長さ、外径寸法をさらに縮小することができる。最大作動角が $10^{\circ} \sim 13^{\circ}$ のプロペラシャフト用クロスグリーブジョイントにおいて、内輪のトラックおよび外輪のトラックの接触角が $35^{\circ} \sim 45^{\circ}$ でトラック交差角を $7^{\circ} \sim 12^{\circ}$ に設定することで、ボールのケジボケットに対する荷重が小さくなると共に、トラックからボールを制御する保持力を失わない範囲でスライド抵抗および屈曲抵抗を低減することができるので、最大作動角範囲内で高速回転しても異常摩耗、異音発生がない。

【0052】また、スライド抵抗および屈曲抵抗が低減するため、ジョイントの温度上昇を抑えて耐久性を向上させ、自動車のNVH特性が向上する。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施の形態を示す縦断面図である。

【図2】自動車の駆動系統の部分断面図である。

【図3】クロスグリーブジョイントの縦断面図である。

【図4】クロスグリーブジョイントの平面図である。

【図5】トラックとボールの部分を示す横断面図である。

【図6】（A）はクロスグリーブジョイントの斜視図、（B）は分解斜視図である。

【図7】四輪駆動車の駆動系統の概略平面図である。

【図8】クロスグリーブジョイントにおけるボールの許容スライド量を説明するための線図である。

【図9】プロペラシャフトの縦断面図であって、（A）は実施例を示し、（B）は比較例を示す。

【図10】図9のプロペラシャフトの衝突後の状態を示す縦断面図である。

【図11】DOJの縦断面図である。

【符号の説明】

3 プロペラシャフト

9 スタブシャフト

10 等速自在継手

20 内輪

22 トラック

30 外輪

32 トラック

40 ボール

50 ケージ

60 密封装置

62 ブーツ

68 ブーツアダプタ

70 コンパニオンフランジ

72 中空部

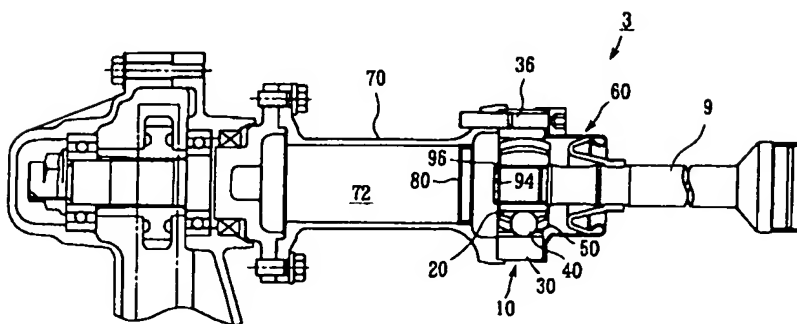
74 締結部

76 穴

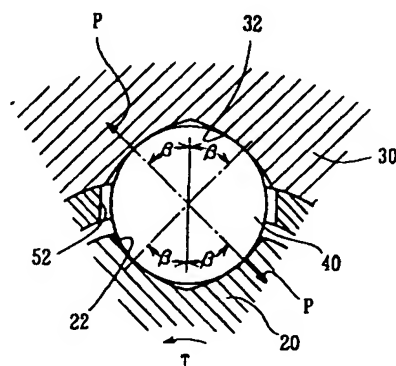
78 凹部

80 シールプレート

【図2】

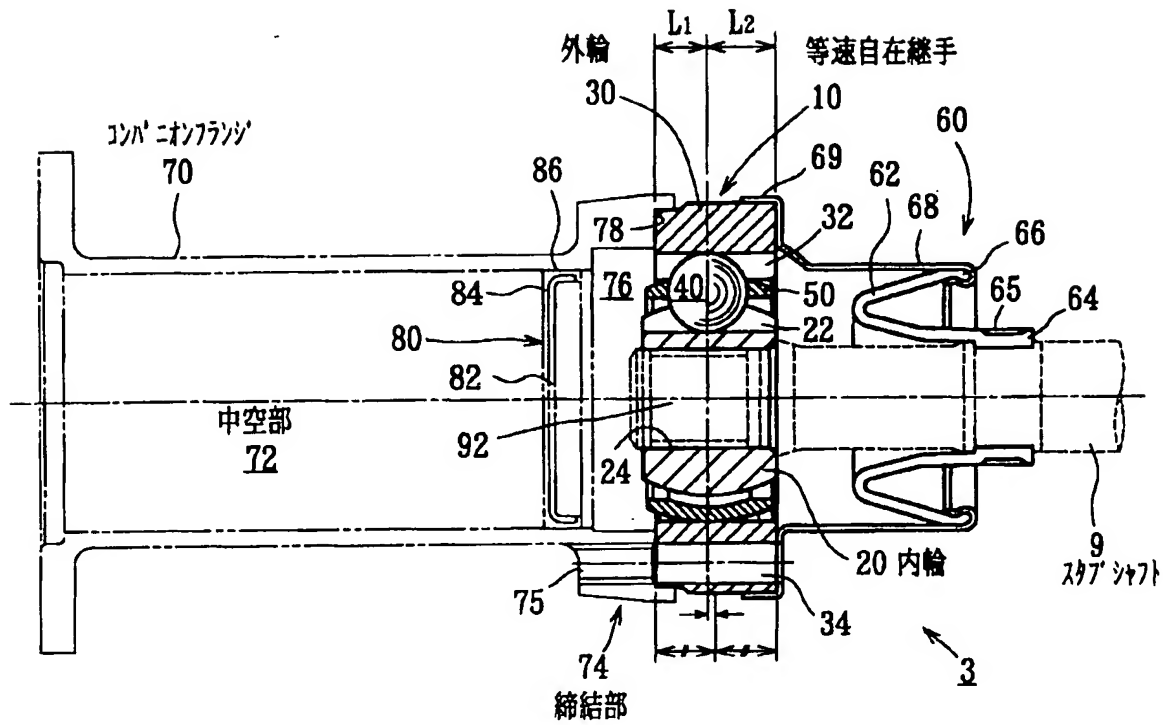


【図5】

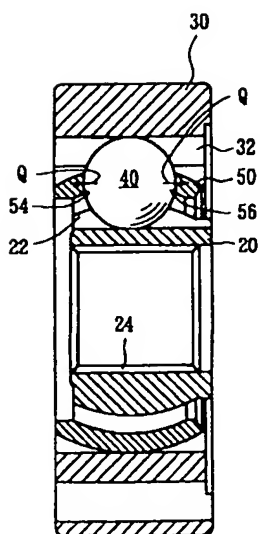




【図1】

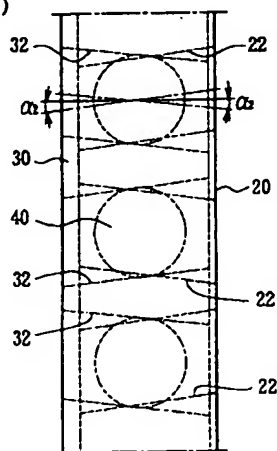


【図3】

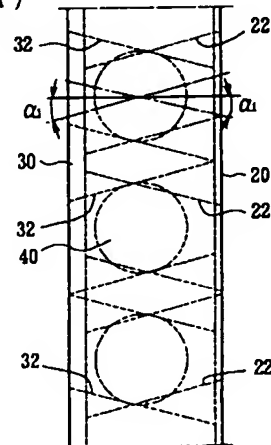


【図4】

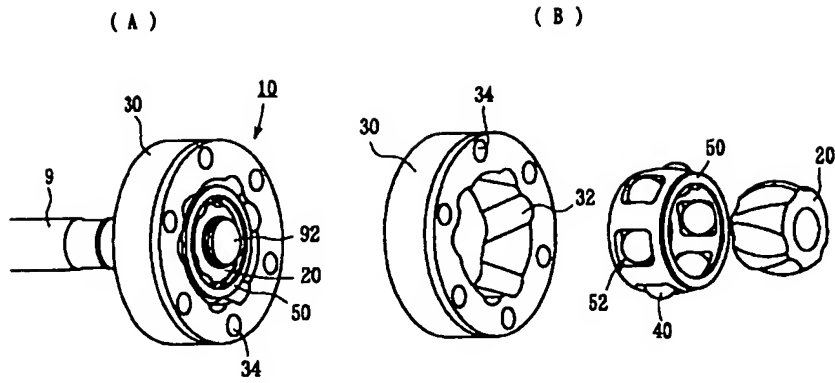
(B)



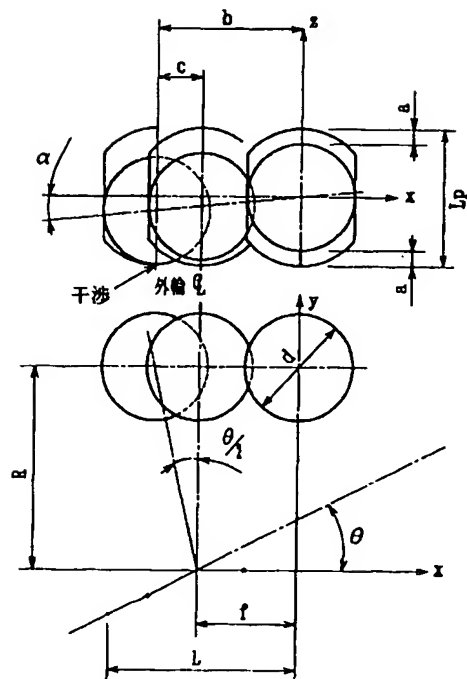
(A)



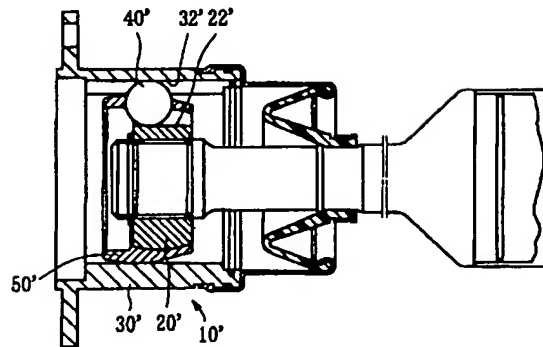
【図6】



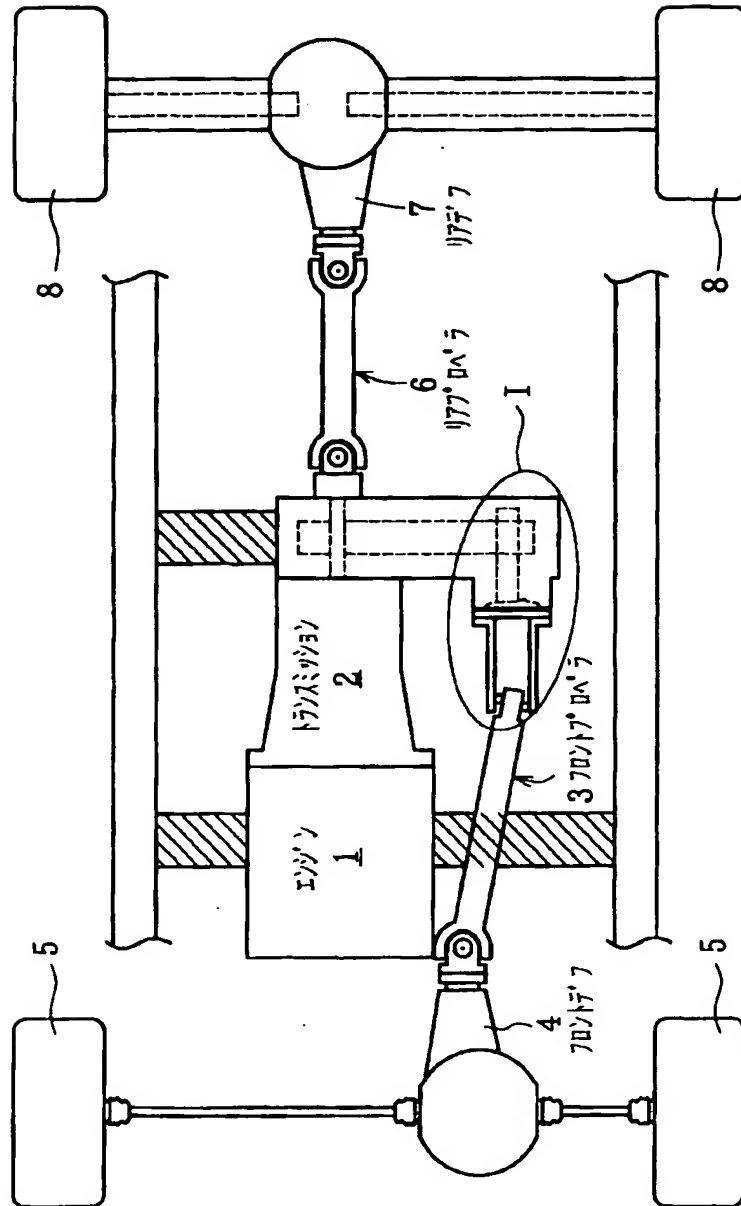
【図8】



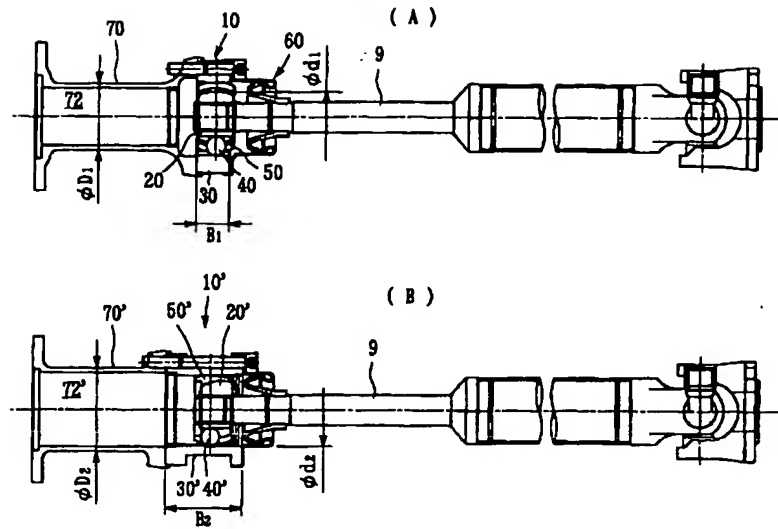
【図11】



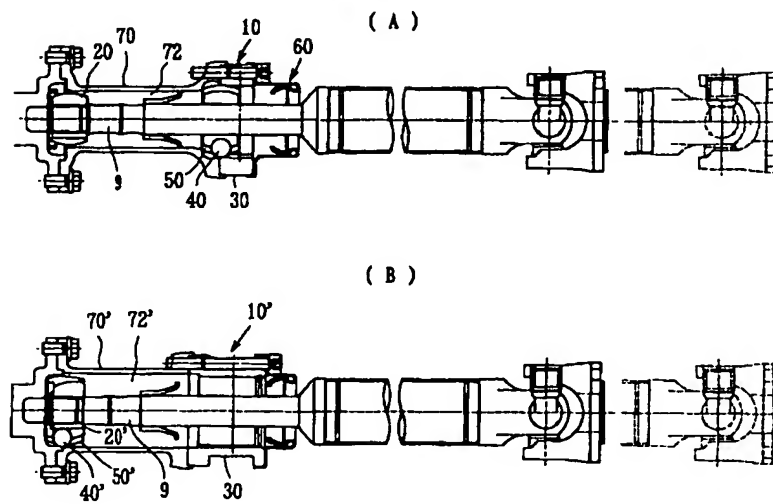
【図7】



【図9】



【図10】



フロントページの続き

(72) 発明者 小中 健司  
 静岡県磐田市東貝塚1578番地 エヌティエ  
 ス株式会社内  
 (72) 発明者 仲石 幸夫  
 静岡県浜松市高塚町300番地 スズキ株式  
 会社内

(72) 発明者 ▲吉▼川 巧  
 静岡県湖西市鷺津933-1 浜名部品工業  
 株式会社内  
 Fターム(参考) 3D042 AA06 AA07 AA08 AA10 AB01  
 AB17 DA02 DA05 DA12